

шим ошибкам. Различие в эффективной температуре нейтронов, рассчитанной по формулам (2.8) и (2.9) и методом Селенгута [см. формулу (3.5)], составляет около 10%, т. е. при использовании метода Селенгута эффективные сечения поглотителя, подчиняющегося закону $1/v$, будут рассчитаны с ошибкой 5%. Различия же в величине отношения $T_0^{\text{эфф}}/T_1^{\text{эфф}}$, рассчитанного обоими методами, составляет только 2%, т. е. относительные измерения могут быть хорошо описаны моделью Селенгута, даже в тех случаях, которые рассмотрены в настоящей статье.

Ниже приведены значения эффективной температуры нейтронов, рассчитанные точным методом и приближенным методом Селенгута при $T_0 = 2T_1$ и $c_0 = c_1 = 2$:

	Формулы (2.8) и (2.9)	Формула (3.5)
$T_0^{\text{эфф}}/T_0$	0,81	0,735
$T_1^{\text{эфф}}/T_1$	0,69	0,643
$T_0^{\text{эфф}}/T_1^{\text{эфф}}$	1,17	1,14

С другой стороны, полученные результаты указывают на необходимость критического подхода к интерпретации результатов относительных интегральных измерений. Возможны случаи, когда теоретические и экспериментальные результаты хорошо согласуются, хотя теоретическая модель довольно неточно отражает

реальное положение вещей. Окончательный вывод можно сделать только на основании проведения большого числа различных интегральных опытов.

Поступила в Редакцию 18/IX 1964 г.
В окончательной редакции 14/IV 1965 г.

ЛИТЕРАТУРА

1. K. Meyer. Kernenergie, 4, 935 (1961).
2. D. Kottwitz. Nucl. Sci. and Engng, 7, 345 (1960).
3. М. В. Казарновский, А. В. Степанов, Ф. Л. Шапиро. В кн. «Труды Второй международной конференции по мирному использованию атомной энергии». Докл. советских ученых. Т. 2. М., Атомиздат, 1959, стр. 651.
4. D. Selengut. Nucl. Sci. and Engng, 9, 94 (1961).
5. H. Hurwitz, M. Nelkin, G. Habetler. Nucl. Sci. and Engng, 1, 280 (1956).
6. H. Märkl. Nukleonik, H. 4, 39 (1962).
7. A. Mockel, I. Devooght. Nucleonik, 4, 236 (1962).
8. A. Müller. Nukleonik, 2, 54 (1960).
9. W. Rothenstein. Nucl. Sci. and Engng, 7, 162 (1960).
10. J. Chernick. Genfer Berichte, 5, 215, P-603 (1959).
11. H. Kieseewetter. Kernenergie, 6, 106 (1963).
12. W. Magnus, F. Oberhettinger. Formeln und Sätze für die speziellen Funktionen der mathematischen Physik. Springer Verlag. Berlin, Cöttingen, Heidelberg, 1948.



УДК 621.311.25

Некоторые особенности теплофикационных дифенильных турбин и их предельная мощность

В. С. Данилин, И. И. Захаров, А. А. Логинов, В. А. Черняев

Рассмотрены важнейшие особенности дифенильных турбин для АТЭЦ мощностью до 50 Мвт. Показано, что предельную мощность таких турбин ограничивают не прочностные характеристики, а возможная степень расширения проточной части.

Предлагается метод оценочного расчета предельной мощности теплофикационной турбины на дифениле при различных скоростях вращения ротора. Результаты показывают, что для получения достаточно большой мощности в одном агрегате необходимо использовать двухпоточную однокорпусную турбину с пониженным числом оборотов. Кратко рассмотрены также основные гидродинамические свойства дифенила.

Как в отечественной, так и зарубежной литературе [1—6] уже неоднократно отмечались

интересные возможности прямого использования органических теплоносителей в качестве рабочего тела ядерных энергетических установок. Особый интерес этот вопрос приобретает в связи с появившимися в последнее время работами об использовании ядерных реакторов для выработки одновременно электроэнергии и тепла. Технико-экономические аспекты этого направления были обсуждены в работе [7], где показано, что наряду с перспективным использованием мощных атомных ТЭЦ (АТЭЦ) в крупных энергосистемах в условиях СССР экономически оправданным является создание небольших автономных АТЭЦ мощностью 20—

50 Мвт для снабжения теплом и электроэнергией предприятий, расположенных в отдаленных районах страны.

Это обстоятельство открывает определенные возможности для использования в прямом цикле ядерных теплофикационных установок высокотемпературных органических теплоносителей, подобных дифенилу.

Термодинамический анализ циклов таких установок, а также ряд вопросов, касающихся их теплотехнического оборудования, рассматривались в работе [2]. Однако вопросы, относящиеся к разработке рациональной конструкции дифенильной турбины и определению ее предельной мощности, в литературе освещены недостаточно, что на данном этапе затрудняет обоснованный выбор технико-экономических показателей таких установок.

Для определения основных свойств дифенила как рабочего тела турбины воспользуемся приведенной на рис. 1 $i-s$ диаграммой, построенной по данным работы [8].

Для дифенила, как и для других многоатомных веществ, характерен положительный наклон правой ветви линии насыщения, т. е. $\frac{di''}{ds} > 0$. Это значит, что расширение насыщенного пара дифенила сопровождается не увлажнением, как в случае водяного пара, а относительным перегревом, что существенно улучшает газодинамику потока в проточной части тур-

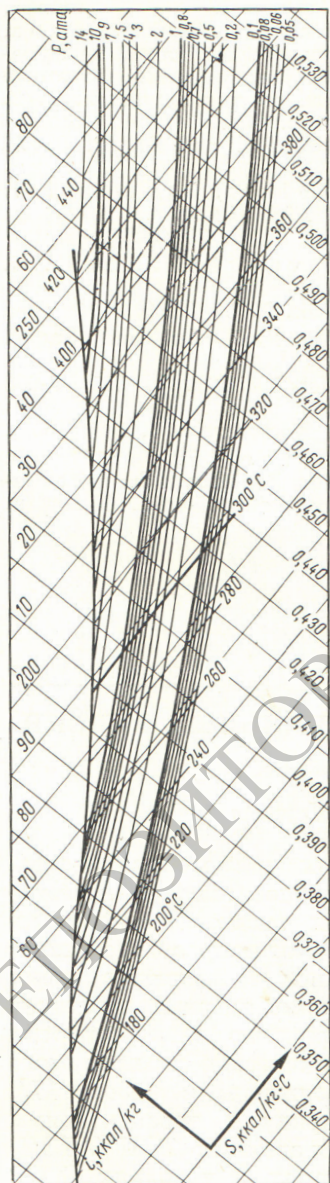


Рис. 1. Диаграмма $i-s$ для дифенила.

бины, в связи с чем можно надеяться получение в дифенильных турбинах высоких значений внутреннего относительного к. п. η_{oi} (до 0,86—0,88).

Зависимость удельного объемного расхода дифенильного пара на выхлопе турбины ($m^3/kвт \cdot ч$) от начальной температуры T_0 и противодавления P_h представлена рис. 2. Удельный объем дифенила определялся из уравнения состояния идеального газа. Для сравнения на этом же графике приведены данные для некоторых конденсационных турбин на водяном паре. Сопоставление дан-

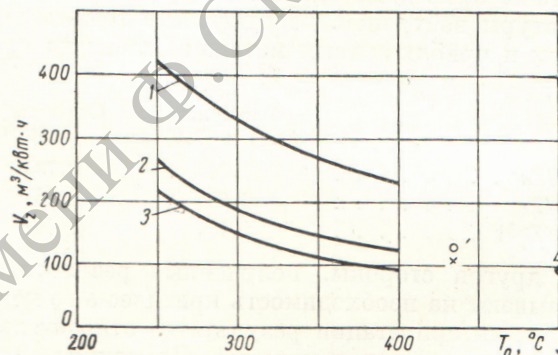


Рис. 2. Зависимость удельного объемного расхода пара на выхлопе турбины от начальной температуры дифенила:

1 — вакуум 0,035 atm ; 2 — 0,07 atm ; 3 — 0,1 atm ; \circ — для турбины К-4-35; \times — для турбины К-6-35; \triangle — для турбины К-25-90; \bullet — для турбины К-50-90.

показывает, что величина V_z для дифенильных турбин значительно больше, и только при высокой начальной температуре и противодавлении порядка 0,07—0,1 atm она становится равной объемному расходу пара на выхлопе турбины на водяном паре. Поэтому при одинаковой мощности и одинаковых относительных потерях с выходной скоростью выхлопное сечение дифенильной турбины будет существенно больше, чем паровой.

Относительное изменение объемного расхода в проточной части дифенильной турбины 2—3 раза меньше, чем в проточной части паровых турбин, но почти на порядок выше, чем в газотурбинных установках. Благодаря большому объемному расходу пара в дифенильной турбине сравнительно нетрудно обеспечить достаточную высоту лопаток первых ступеней.

Особый интерес представляет расчет последней ступени турбины, размеры которой определяют предельную мощность. Для конденсационных турбин на водяном паре мак-

мальную мощность турбины определяют прочностные характеристики, хотя известные трудности связаны также и с созданием достаточно плавной проточной части.

Для определения предельной мощности однопоточной конденсационной турбины воспользуемся формулой, предложенной в работе [9]:

$$N_{\max} = \frac{175}{\left(\frac{n}{1000}\right)^2} H_0 \eta_{0i} \eta_m \frac{c_z}{v_z} \text{ кет}, \quad (1)$$

где H_0 — располагаемый теплоперепад турбины, ккал/кг; n — число оборотов ротора в 1 мин; c_z — выходная скорость пара, м/сек; v_z — удельный объем пара на выходе, м³/кг; η_m — механический к. п. д. турбины.

Применение расчетов по формуле (1) к теплофикационным дифенильным турбинам дает значение предельной мощности, почти на порядок большее, чем реально достижимое из условия допустимой степени раскрытия проточной части. В этом случае главным критерием при определении предельной мощности оказывается интенсивность увеличения проходного сечения проточной части. Используя некоторые соотношения, характерные для практики современного паротурбостроения, можно оценить предельную мощность рассматриваемых дифенильных турбин.

Проведем оценку для однопоточной активной турбины. Примем следующие положения [9, 10]:

1) число ступеней дифенильной турбины так же зависит от относительного изменения удельного объемного расхода пара, как и в случае конденсационных турбин на водяном паре (см. обобщенный график на рис. 3, построенный по данным для отечественных конденсационных турбин большой мощности, выпускаемых в различные годы Ленинградским металлическим и Харьковским турбинным заводами);

2) максимальное допустимое изменение среднего диаметра $\frac{d_z}{d_1} = 2$;

3) минимальное значение относительной длины лопатки последней ступени $\frac{l_z}{d_z} \leq 0,33$;

4) изменение средних диаметров ступеней вдоль оси

$$d_k = d_1 \left[\left(1 + \left(\frac{l}{a} \right)^m \right) \right] \quad (2)$$

(где a — осевой размер всей проточной части; l — осевая координата k -й ступени; величина m для современных турбин $1 < m < 1,5$);

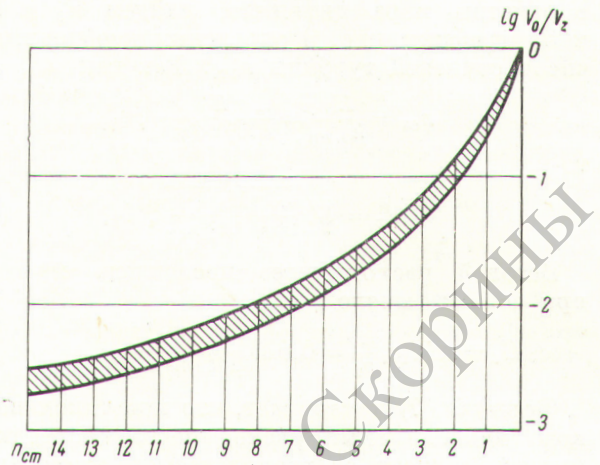


Рис. 3. Изменение объемного расхода пара в зависимости от числа ступеней для конденсационных паровых турбин.

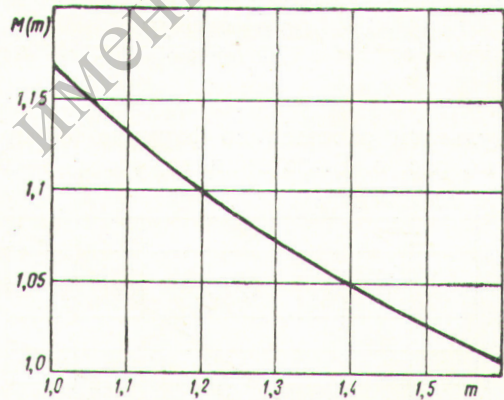


Рис. 4. Значение вспомогательной функции $M(m)$.

5) располагаемый теплоперепад отдельной ступени

$$h_{ok} = \beta \left(\frac{d_k}{x_a} \right)^2 = 0,327 \left(\frac{n}{1000} \right)^2 \left(\frac{d_k}{x_a} \right)^2; \quad (3)$$

6) для всех ступеней $\bar{x}_a = 0,5$.

Используя принятые положения, можно получить

$$h_{ok} = 4\beta d_1^2 \left[1 + \left(\frac{l}{a} \right)^m \right]^2. \quad (4)$$

Средний располагаемый теплоперепад на ступень

$$h_{o, \text{ср}} = \frac{4\beta d_1^2}{a} \int_0^a \left[1 + \left(\frac{l}{a} \right)^m \right]^2 dl = 8\beta d_1^2 M(m), \quad (5)$$

где $M(m)$ — функция, значения которой приведены на рис. 4. Зная начальные и конечные

параметры пара дифенила, найдем V_0 и V_z и по графику рис. 3 определим необходимое число ступеней турбины $n_{ст}$. Так как

$$n_{ст} = \frac{H_0}{h_{0,ср}} = \frac{H_0}{2\beta d_z^2 M(m)},$$

то

$$d_z = \sqrt{\frac{H_0}{2\beta M(m) n_{ст}}}. \quad (6)$$

Весовой расход через последнюю ступень при осевом выходе

$$G_z = \pi d_z l_z c_z \frac{1}{v_z} = 0,523 \frac{H_0 c_z}{\beta M(m) n_{ст} v_z}. \quad (7)$$

Формула (7) показывает, что при таком подходе максимальный расход через последнюю ступень зависит от располагаемого теплоперепада в отличие от турбин, предельная мощность которых ограничивается прочностными характеристиками.

Предельная мощность дифенильной турбины

$$N_{\max} = G_z H_0 = 6,7 \left(\frac{1000}{n}\right)^2 \cdot \frac{H_0^2 c_z}{M(m) n_{ст} v_z} \eta_{oi} \eta_m \text{ кВт}. \quad (8)$$

Результаты расчетов по формуле (8) приведены на рис. 5. Было принято, что $\eta_{oi} = 0,86$,

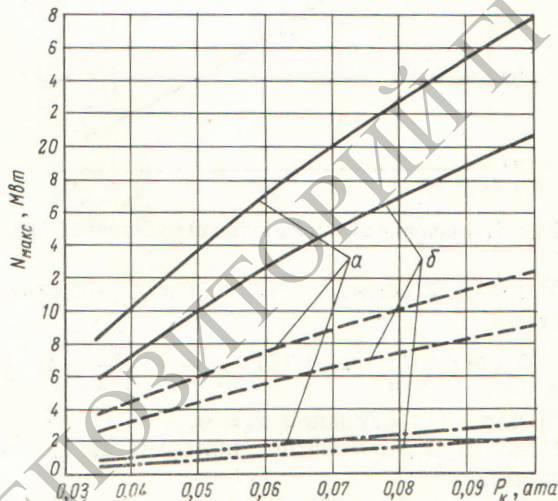


Рис. 5. Предельная мощность одноступенчатой теплофикационной дифенильной турбины: $\alpha - T_0 = 400^\circ \text{C}$; $\beta - T_0 = 350^\circ \text{C}$; — — — $n = 1000$ об/мин; - - - - $n = 1500$ об/мин; - · - · - $n = 3000$ об/мин.

$\eta_m = 0,96$, потери с выходной скоростью $\xi_{в.с} = 2\%$, $m = 1,2$, и при $n \neq 3000$ об/мин в формулу (8) вводился к. п. д. редуктора $\eta_p = 0,98$. Видно, что предельные значения

мощности теплофикационных дифенильных турбин при выбранных условиях весьма невелики.

В рассматриваемом диапазоне параметров можно принять значение показателя изэнтропы $K = 1,025$. Этому соответствует критическое отношение давлений $\epsilon_* = 0,61$. По значениям K и ϵ_* на диаграмме рис. 6 приведено изменение параметров потока дифенильного пара в зависимости от $\epsilon = \frac{P_2}{P_1}$.

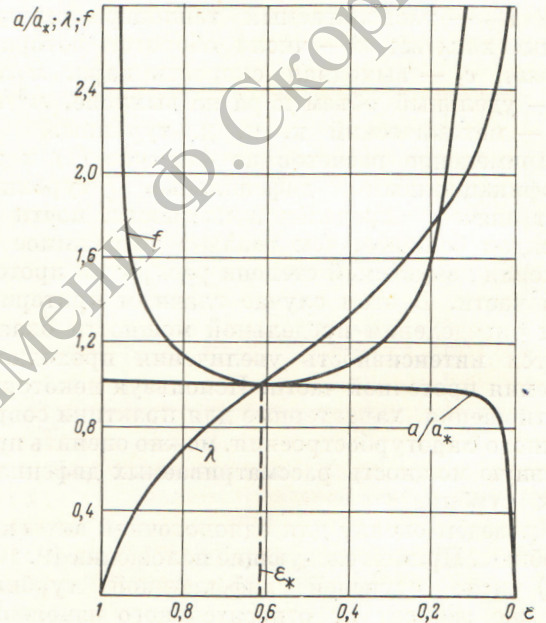


Рис. 6. Диаграмма изменения параметров дифенильного пара (скорости потока и относительных сечений сопла f) в зависимости от степени расширения ϵ (a/a_* — отношение местной скорости звука к критической; $\lambda = \frac{c}{a_*}$ — относительная скорость потока).

Таким образом, звуковая скорость истечения паров для дифенила достигается при меньшем отношении давлений, чем для водяного пара. При одинаковой температуре скорость звука для паров дифенила значительно меньше, чем для перегретого водяного пара.

Рассмотрение свойств дифенила как рабочего тела турбины позволяет сделать также вывод о том, что турбина ядерной теплофикационной дифенильной установки мощностью 20—50 Мвт должна иметь следующие характерные особенности:

1) пониженное число оборотов (до $n = 1000$ об/мин) и, следовательно, должна использоваться редукторная передача (более

низкие скорости нецелесообразны из-за значительного увеличения габаритов турбины);

2) двухпоточную конструкцию в одном корпусе, так как из-за малого располагаемого теплоперепада число ступеней невелико;

3) использовать одновенечную регулируемую ступень (при сопловом парораспределении);

4) использовать выхлопной диффузор с сильно развитым проходным сечением.

Оптимальное значение вакуума, а также коэффициента потерь с выходной скоростью необходимо определять из конкретного технико-экономического анализа установки и предъявляемых к ней требований. Однако можно указать, что целесообразный вакуум дифференциальной турбины с точки зрения объемного расхода на выхлопе не должен превышать $0,07$ ата.

Все вышеизложенное относится и к другим высокотемпературным органическим теплоносителям.

Поступила в Редакцию 21/XII 1964 г.

ЛИТЕРАТУРА

1. Д. Д. К а л а ф а т и. Термодинамические циклы атомных электростанций. М., Госэнергоиздат, 1963.
2. Ю. И. К о р я к и н и др. В сб. «Исследования по применению органических теплоносителей-замедлителей в энергетических реакторах». М., Атомиздат, 1964, стр. 63.
3. П. И. Х р и с т е н к о. «Атомная энергия», 8, 214 (1960).
4. P. B a r e i s, G. L e i g h t o n. Nucl. Power, 6 (1961).
5. D. P u r d y. Nucleonics, No. 4 (1957).
6. Р. А л а м и, П. А ж е р о н. Отвод и преобразование тепла в ядерных реакторах. М., Госатомиздат, 1961.
7. А. С. Г о р ш к о в и др. Доклад № 319, представленный СССР на Третью международную конференцию по мирному использованию атомной энергии (Женева, 1964).
8. S. E l l i s. J. Inst., Civil Engrs, No. 1, November (1938).
9. А. В. Щ е г л я е в. Паровые турбины. М., Госэнергоиздат, 1955.
10. П. Н. Ш л я х и н, М. А. Б е р ш а д с к и й. Краткий справочник по паротурбинным установкам. М., Госэнергоиздат, 1961.



УДК 621.039.514.23

Изучение режимов пуска Белоярской атомной электростанции им. И. В. Курчатова на стенде

В. Н. Смолин, В. К. Поляков, В. И. Есиков, Ю. Н. Шуинов

Приводятся результаты экспериментального исследования гидродинамической устойчивости потока теплоносителя в каналах первого и второго реакторов Белоярской АЭС на стенде. Обосновывается выбор методов пуска блоков АЭС, принятых к экспериментальной отработке. Даны результаты изучения пусковых режимов.

В Белоярской АЭС им. И. В. Курчатова используются реакторы канального типа. В одной группе каналов осуществляется кипение воды, а в другой — перегрев пара [1]. В исходном состоянии реактора перегреватели каналов и паровые тракты заполнены водой. В процессе пуска необходимо освободить эти коммуникации от воды и перейти на охлаждение перегревателей каналов паром. При этом предварительный разогрев и пуск блоков АЭС должен быть произведен без постороннего источника тепла.

В пусковой период, так же как и в номинальном режиме работы станции, необходимо обеспечить надежное охлаждение твэлов (отсутствие кризиса теплоотдачи, обеспечение гидродинамической устойчивости). Изучению бескризисных режимов охлаждения твэлов пароводяной смесью были посвящены работы [2, 3]. В настоящей работе описываются результаты исследований гидродинамической устойчивости расходов теплоносителя в каналах при режиме кипения, рассматривается вопрос перевода перегревателей каналов с режима водяного охлаждения на паровое с последующим достижением номинальных параметров.

Для проведения исследования были созданы экспериментальные теплотехнические стенды, принципиальные схемы которых соответствовали технологическим схемам первого и второго блоков электростанции [4]. Стенд первого блока